

Проект «Инженерные кадры Зауралья»

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«Курганский государственный университет»

Кафедра «Энергетика и технология металлов»

Кафедра «Автомобильный транспорт и автосервис»

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания

к выполнению самостоятельной работы

для бакалавров направления 190600.62 (23.03.03)

Курган 2015

Кафедра: «Автомобильный транспорт и автосервис»

Кафедра: «Энергетика и технология металлов»

Дисциплина: «Гидравлические и пневматические системы»
(направление 190600.62 (23.03.03)).

Составил: канд. техн. наук, доц. В.А. Савельев.

Утверждены на заседании кафедры «4» декабря 2014 г.

Рекомендованы методическим советом университета в рамках
проекта «Инженерные кадры Зауралья» «20» декабря 2013 г.

Введение

Гидравлические и пневматические системы получили широкое распространение на всех видах транспорта, в водоснабжении и мелиорации, машиностроении и металлургии, строительстве и жилищно-коммунальном хозяйстве.

Эксплуатация автомобильной техники, её обслуживание и ремонт невозможны без использования систем транспортировки жидкостей и газов, а гидравлические и пневматические приводы входят в состав систем управления и работы автомобиля. Специалист по эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов должен хорошо разбираться в устройстве и работе гидро- и пневмосистем, гидромашин и гидроприводов, уметь формулировать и решать разнообразные прикладные задачи с использованием основных законов гидравлики, работы гидромашин и гидроприводов.

Общие положения

Гидравлические и пневматические системы – устройства, предназначенные для транспортировки и преобразования энергии жидкостей и газов.

В современной технике используют системы двух типов:

- системы, транспортирующие жидкости и газы;
- гидравлические или пневматические приводы для преобразования энергии в работу.

Системы для подачи и преобразования энергии жидкостей называются гидравлическими, а системы подачи и преобразования энергии газов (преимущественно воздуха) называются пневматическими.

Системы, транспортирующие жидкости и газы, не имеют устройств, преобразующих энергию жидкости или газа в работу. К ним относятся системы водоснабжения и теплоснабжения помещений, вентиляции, системы охлаждения и смазки. Эти системы называются разомкнутыми.

Системы, передающие и преобразующие энергию жидкости или газа в механическую работу, называются приводами. Они имеют совокупность устройств для передачи и преобразования энергии и называются замкнутыми.

Устройства, преобразующие различные виды энергии в энергию жидкости или газа, а также преобразующие энергию жидкости и газа в другие виды энергии или полезную работу, называются гидромашинами.

Гидромашины, передающие энергию жидкости, называются насосами, а преобразующие энергию жидкости и газа в работу или другие виды энергии называются гидродвигателями и гидротурбинами.

Студенту предлагается самостоятельно проработать материал, указанный в предлагаемом перечне разделов и тем изучаемой дисциплины (см. таблицу 1), а затем решить задачи по следующим темам курса: расчёт трубопровода с насосной подачей и расчёт простого гидравлического привода.

Таблица 1 – Разделы и темы, изучаемые в курсе «Гидравлические и пневматические системы»

Шифр раздела, темы	Наименование раздела, темы дисциплины
1	Общие сведения о гидро и пневмосистемах: состав и основные схемы; гидромашины и аппараты управления; вспомогательные устройства и аппаратура контроля; рабочие жидкости и газы
2	Машины объёмного гидропривода; возвратно-поступательные и роторные, роторно-вращательные и роторно-поступательные объёмные насосы; объёмные гидродвигатели: гидроцилиндры, гидромоторы; обозначение гидромашин на гидравлических схемах
3	Аппаратура управления гидроприводами: гидрораспределители, гидроклапаны (регулирующие и направляющие), гидродроссели; обозначение гидроаппаратов на гидросхемах
4	Объёмные гидроприводы: регулируемые и нерегулируемые, дроссельные и с машинным регулированием; следящие гидроприводы, способы стабилизации скорости и синхронизации работы выходных звеньев
5	Динамические машины и гидропередачи: центробежные и осевые насосы и турбины; основное уравнение и характеристики центробежного насоса, насосы трения; гидромуфты и гидротрансформаторы
6	Гидравлические системы подачи жидкости: системы водоснабжения, охлаждения и отопления, смазки
7	Расчёт гидропривода: выбор принципиальной схемы и подбор элементов, общая методика расчёта гидропривода
8	Пневматические системы: особенности расчёта пневмосистем; пневматические машины: компрессоры и пневмодвигатели; аппаратура управления и контроля; пневмоаппараты, логические элементы пневмосистем

Расчёт трубопровода с насосной подачей

Основным способом транспортировки жидкости в трубопроводе является принудительное нагнетание её насосом. Насосами называются гидромашины, преобразующие механическую энергию в энергию потока движущейся жидкости.

Целью расчёта трубопровода с насосной подачей, как правило, является определение требуемого напора насоса, для транспортировки (подъёма) жидкости или газа в рассчитываемом трубопроводе. Расчёт производится на основе закона сохранения энергии, который в этом случае записывается в следующем виде:

$$H_H = H_{\text{потр}}$$

где H_H – напор насоса, приращение полной удельной энергии, сообщаемой насосом жидкости;

$H_{\text{потр}}$ – требуемый напор трубопровода.

Использование этого уравнения при аналитическом расчёте весьма затруднительно, поэтому применяют графоаналитический метод расчёта.

Метод заключается в совместном построении характеристики потребного напора трубопровода $H_{\text{потр}} = f(Q)$ и характеристики насоса $H_H = f(Q)$. Точка пересечения этих кривых А (рабочая точка) определяет рабочий режим гидросистемы. Опустив перпендикуляры на оси координат из рабочей точки А определяют напор насоса и его подачу при работе с рассчитываемым трубопроводом (см. рисунок 1).

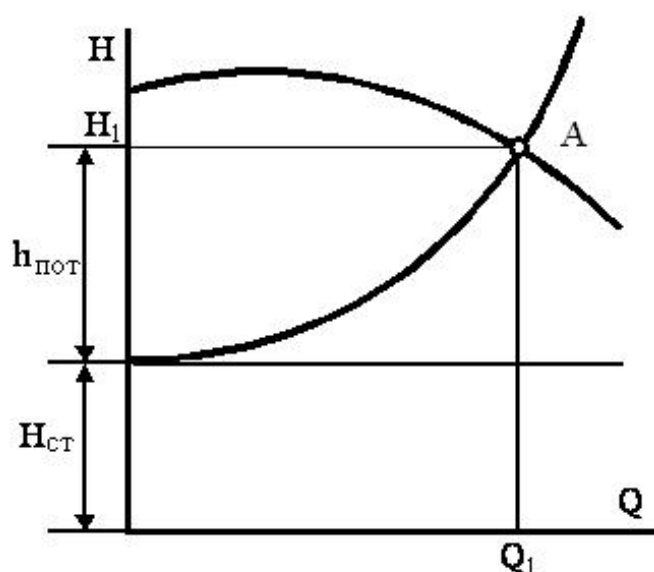


Рисунок 1 – Графики работы насосной установки

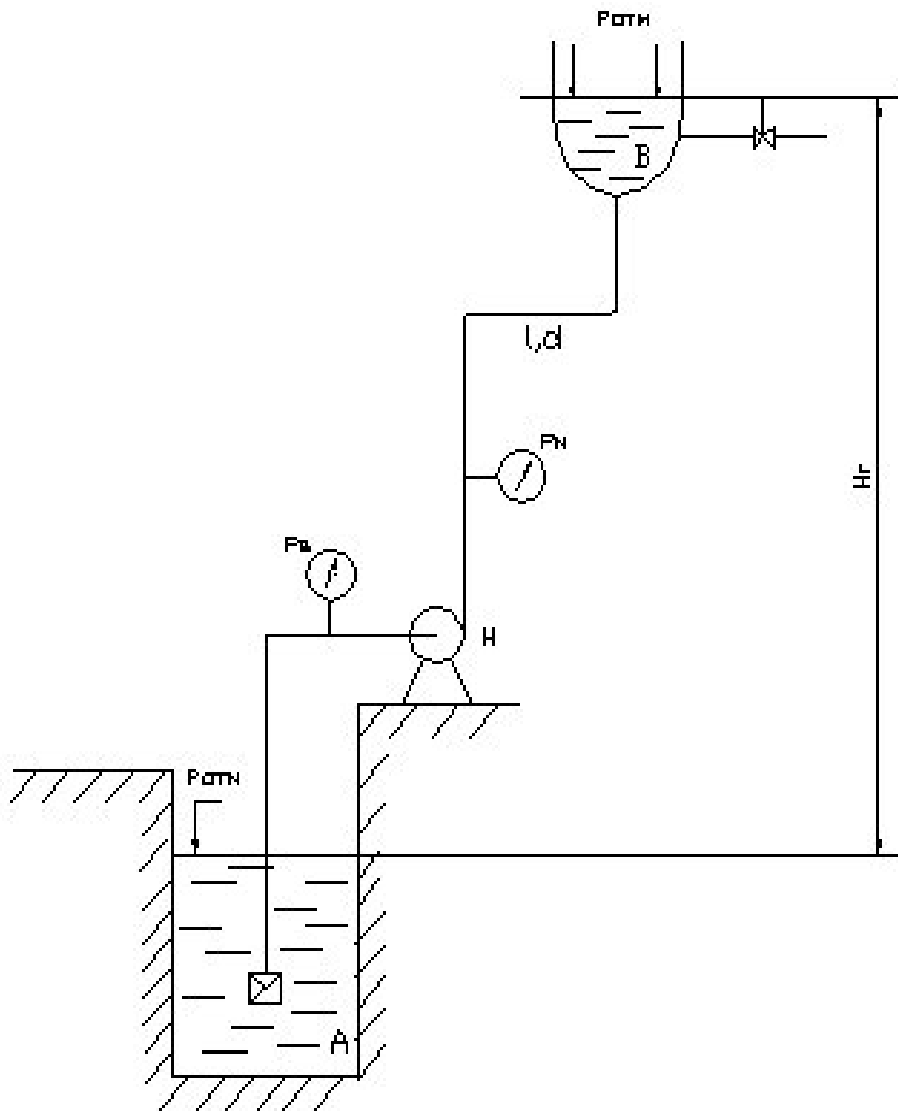
Пример расчёта

Насос работает на гидравлическую сеть. Напорная характеристика насоса задана в безмерных параметрах в таблице 2.

Таблица 2 – Напорная характеристика насоса

Q	0	0,2 Q ₀	0,4 Q ₀	0,6 Q ₀	0,8 Q ₀	1,0 Q ₀
H	1,0 H ₀	1,05 H ₀	1,0 H ₀	0,88 H ₀	0,65 H ₀	0,35 H ₀

Параметры насоса (Q_0 и H_0) и гидравлической сети (H_T , d , l , λ , $\sum \xi$) заданы в таблице 2. По заданным параметрам Q_0 и H_0 рассчитать и построить напорную характеристику насоса $H = f(Q)$. Рассчитать и построить характеристику потребного напора гидравлической сети $H_{\text{потр}} = f(Q)$. Определить параметры рабочего режима насоса и гидравлической сети (Рабочую точку А). (Определить напор, подачу и мощность на валу насоса).



*H – насос, A – питающий резервуар, B – приемный резервуар,
 P_M – манометр, P_B – вакуумметр, H – геометрическая высота подъема,
 l – длина трубопровода, d – диаметр трубопровода*

Рисунок 2 – Схема насосной установки

Дано:

$Q_0=0,01 \text{ м}^3/\text{с}$
 $d=80\text{мм}=0,08 \text{ м}$

$l=80 \text{ м}$

$H_0=40 \text{ м}$

$H_r=15 \text{ м}$

$\lambda=0,02$

$\sum \xi=10$

$H_H - ?$, $Q_H - ?$, $N_H - ?$

Решение:

По заданным Q_0 и H_0 составляем таблицу и строим $H_H - f(Q)$.

Q	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01
H_H	40	42	40	35,2	26	14

Потребный напор рассчитываем по уравнению Бернулли:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{г}} + \left(\lambda \frac{l}{a} + \sum \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (1)$$

где $\lambda \frac{l}{a} \cdot \frac{v^2}{2}$ – потери на трение по длине (формула Дарси);

$\sum \xi \frac{v^2}{2g}$ – местные потери (формула Вейсбаха);

$H_{\text{г}}$ – геометрическая высота подъема, м.

Из формулы:

$$Q = v \cdot S,$$

где v – скорость потока жидкости, м/с;

S – площадь поперечного сечения трубопровода, м².

Находим:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (2)$$

где d – внутренний диаметр поперечного сечения трубопровода, м.

Подставляем равенство (2) в уравнение (1), которое принимает вид:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{г}} + \left(\lambda + \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4}, \quad (3)$$

Подставляем в выражение (3) числовые значения, принимая $g = 10 \text{ м/с}^2$.

$$H_{\text{н}} = H_{\text{г}} + \left(\lambda + \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} = 15 + \left(0,02 \cdot \frac{80}{0,08} + 10 \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{3,14^2 \cdot 0,08^4 \cdot 10} = \quad (4)$$

$$= 15 + 59428 \cdot Q^2 \text{ (мм)}.$$

$$H_{\text{н1}} = 15 + 59428 \cdot 0^2 = 15 \text{ м}$$

$$H_{\text{н2}} = 15 + 59428 \cdot 0,002^2 = 15,2 \text{ м}$$

$$H_{\text{н3}} = 15 + 59428 \cdot 0,004^2 = 15,9 \text{ м}$$

$$H_{\text{н4}} = 15 + 59428 \cdot 0,006^2 = 17,1 \text{ м}$$

$$H_{\text{н5}} = 15 + 59428 \cdot 0,008^2 = 18,8 \text{ м}$$

$$H_{\text{н6}} = 15 + 59428 \cdot 0,01^2 = 20,9 \text{ м}$$

Используя полученное уравнение (4) составим следующую таблицу №3.

Таблица 3 – Характеристика потребного напора

Q	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01
H	15	15,2	15,9	17,1	18,8	20,9

По данным полученных таблиц строим графики $H_{\text{н}} = f(Q)$ и $H_{\text{п}} = f(Q)$. Точка пересечения графиков называется рабочей точкой А. Опустив перпендикуляры на оси координат определим параметры работы насоса $H_{\text{ном}} = 19,78 \text{ м}$, $Q_{\text{ном}} = 0,0092 \text{ м}^3/\text{с}$.

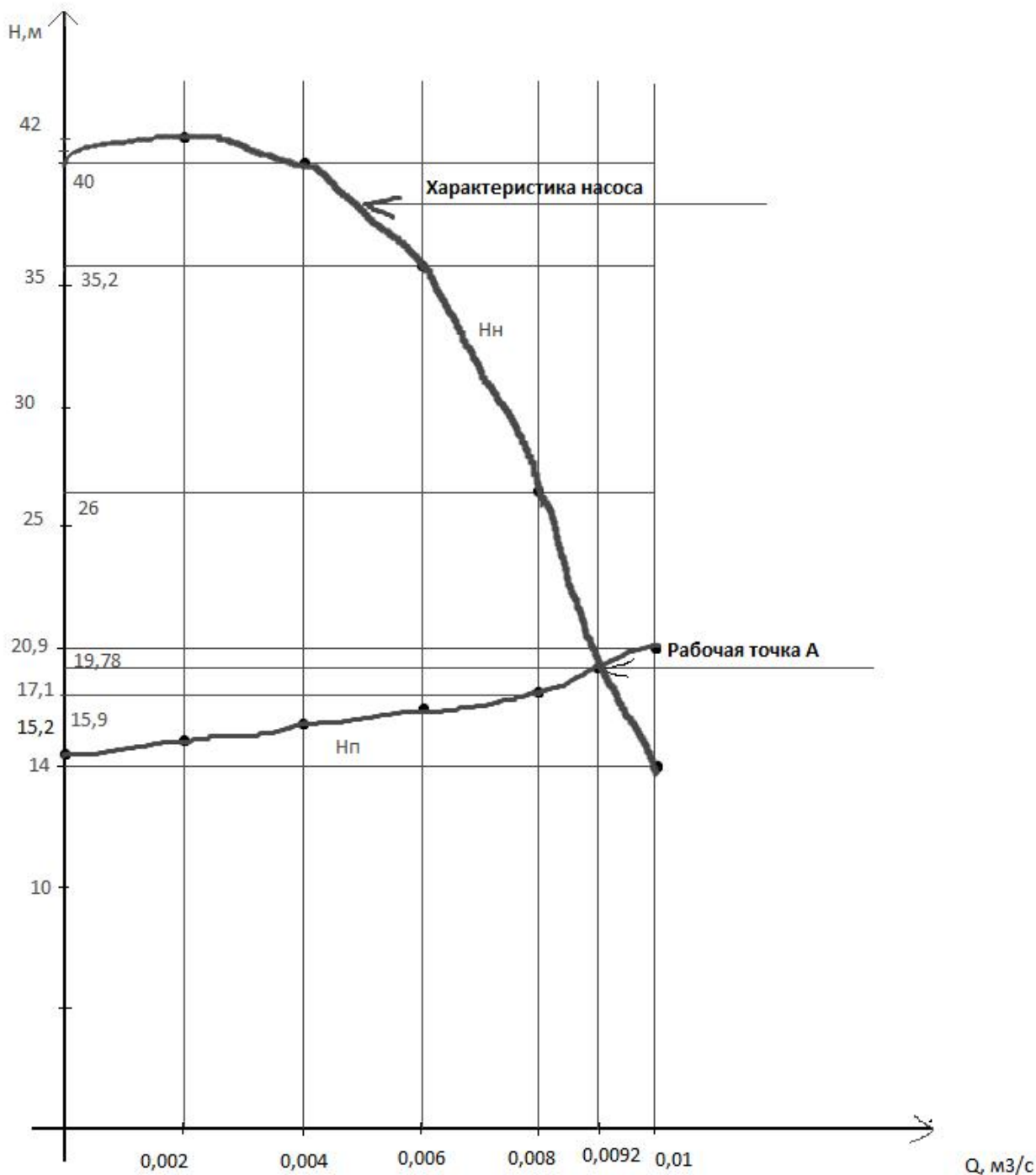


Рисунок 3 – График работы насосной установки

Расчёт простых объёмных гидроприводов

Исходными данными для расчёта простого объёмного гидропривода являются: принципиальная расчётная схема, усилия на штоках гидроцилиндров или крутящие моменты на валах гидромоторов, скорости перемещения штоков гидроцилиндров или частоты вращения валов гидромоторов, длины участков гидролиний, соединяющих гидроагрегаты, граничные эксплуатационные температуры. Некоторые исходные данные, например номинальное давление в гидросистеме, марка рабочей жидкости, подлежат выбору.

Рекомендуется следующий общий порядок расчёта.

1 Выбор номинального давления, МПа, из ряда нормативных по ГОСТ 12445-80: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32. Для бульдозеров и автогрейдеров выбирается среднее давление (до 6,3 МПа), для приводов прочих грузоподъёмных и дорожных машин – высокое давление (до 20 МПа).

2 Выбор рабочей жидкости производится в зависимости от температурных условий, режима работы гидропривода и его номинального давления.

3 Нормальная температура рабочей жидкости составляет 50-60° С. При такой температуре рекомендуется применять рабочие жидкости с кинематической вязкостью $\nu = 0,2 \dots 0,36 \text{ см}^2/\text{с}$ при давлениях до 7 МПа и $\nu = 0,6 \dots 1,1 \text{ см}^2/\text{с}$ при давлениях 7...20 МПа.

4 Выбор гидроцилиндра. Диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения

$$D = \sqrt{\frac{4S_{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4R}{\pi r \eta_{\text{мц}}}},$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поршня;

R – усилие на штоке;

r – номинальное давление;

$\eta_{\text{мц}}$ – механический КПД гидроцилиндра, равный 0,93...0,97. Диаметр гидроцилиндра, а также диаметр его штока уточняют в соответствии с нормалью ОН2-2-176-69.

5 Выбор насоса производится по общему расходу жидкости в гидросистеме и номинальному давлению. Для определения подачи насоса находят сначала его мощность как сумму мощностей $N_{\text{д}}$ всех одновременно работающих гидродвигателей. При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром, равна

$$N_{\text{ц}} = \frac{Rv_{\text{п}}}{\eta_{\text{ц}}},$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра;

$v_{\text{п}}$ – скорость перемещения поршня;

$\eta_{\text{ц}}$ – КПД гидроцилиндра, который можно принять равным 0,9.

Мощность гидромотора

$$N_{\text{м}} = \frac{M\omega}{\eta_{\text{гм}}},$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора;

ω – угловая скорость;

$\eta_{\text{гм}}$ – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Мощность насоса

$$N_{\text{н}} = k_{\text{с}} \cdot k_{\text{у}} \cdot N_{\text{д}},$$

где $k_{\text{с}} = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса по скорости;

$k_{\text{у}} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса по усилию;

$N_{\text{д}}$ – суммарная мощность всех одновременно работающих гидродвигателей.

Необходимая подача насоса

$$Q_n = \frac{N_n}{p},$$

где p – номинальное давление.

По известным значениям Q_n и p выбирается насос, вычисляется частота его вращения

$$n = \frac{60Q_n}{iV_0\eta_{он}},$$

где i – число насосов;

V_0 – рабочий объём;

$\eta_{он}$ – объёмный КПД насоса.

В гидросистемах лёгкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестерённые насосы, а для тяжёлых и весьма тяжёлых режимов – аксиально- и радиально-поршневые насосы.

5 Выбор гидромотора можно произвести по рабочему объёму

$$V_0 = \frac{2\pi M}{(p_m - \Delta p_c)\eta_{мм}},$$

где M – заданный крутящий момент, Н·м;

p_m – давление на входе в гидромотор, МПа;

Δp_c – потеря давления в сливной гидролинии от гидромотора до бака, МПа;

$\eta_{мм}$ – механический КПД гидромотора.

В гидроприводах строительных и дорожных машин в основном используются шестерённые (типа НШ и МНШ) и аксиально-поршневые гидромоторы (типа 210).

6 Тип и марку гидрораспределителя выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей. Для гидроприводов, работающих в лёгком и среднем режимах, выбирают, как правило, моноблочные распределители, а для работающих в тяжёлом и весьма тяжёлом режимах – секционные распределители.

7 Расчёт трубопроводов состоит в определении их диаметров и потерь давления. Расчёт производится по участкам, выделяемым в гидравлической схеме. Участком считают часть гидролинии между разветвлениями, пропускающую один расход при одинаковом диаметре. На участке могут быть гидроаппараты, местные сопротивления. По известному расходу и расчетной средней скорости определяют диаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

и округляют до ближайших стандартных значений. Рекомендуются выбирать скорости: для всасывающей гидролинии – 0,5...1,5 м/с, для сливной – 1,4...2,2 м/с, для напорной – 3...6 м/с.

8 Расчёт потерь давления в гидролиниях необходим для определения КПД гидропривода. В правильно спроектированной гидросистеме потери давления не должны превышать 6% номинального давления.

При расчёте потерь давления гидравлическую схему разделяют на замкнутые контуры, состоящие из последовательных участков трубопроводов с различными гидроагрегатами. В таком контуре потеря давления равна

$$\Delta p = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_M + \sum \Delta p_G,$$

где Δp_T – потери на трение;

Δp_M – потери в местных сопротивлениях;

Δp_G – потери в гидроагрегатах. Потери на трение и в местных сопротивлениях определяются по формулам

$$\Delta p = \Delta p_T + \Delta p_M, \quad \Delta p_T = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho, \quad \Delta p = \xi \frac{v^2}{2} \rho.$$

Расшифровка формул приводится в курсе «Гидравлика и гидропневмопривод».

9 Выбор фильтра и его типоразмера производится по расходу рабочей жидкости в сливной гидролинии и требуемой для данного гидропривода тонкости фильтрации.

10 Расчёт мощности и КПД гидропривода. Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом,

$$N = \frac{p_n Q_n}{\eta_n}.$$

Полный КПД гидропривода равен произведению механического, объёмного и гидравлического КПД системы

$$\eta = \eta_0 \eta_M \eta_G,$$

причём

$$\eta_0 = \eta_{0n} \eta_{0d} \eta_{0p}, \quad \eta_M = \eta_{Mn} \eta_{Md} \eta_{Mp}, \quad \eta_G = \frac{p_n - \Delta p}{p_n}$$

где величины, отмеченные индексом «н», относятся к насосу, индексом «д» – к гидродвигателю, индексом «р» – к гидрораспределителю,

p_n – давление насоса,

Δp – потери давления в системе.

КПД спроектированного гидропривода должно быть в пределах $\eta = 0,6 \dots 0,8$.

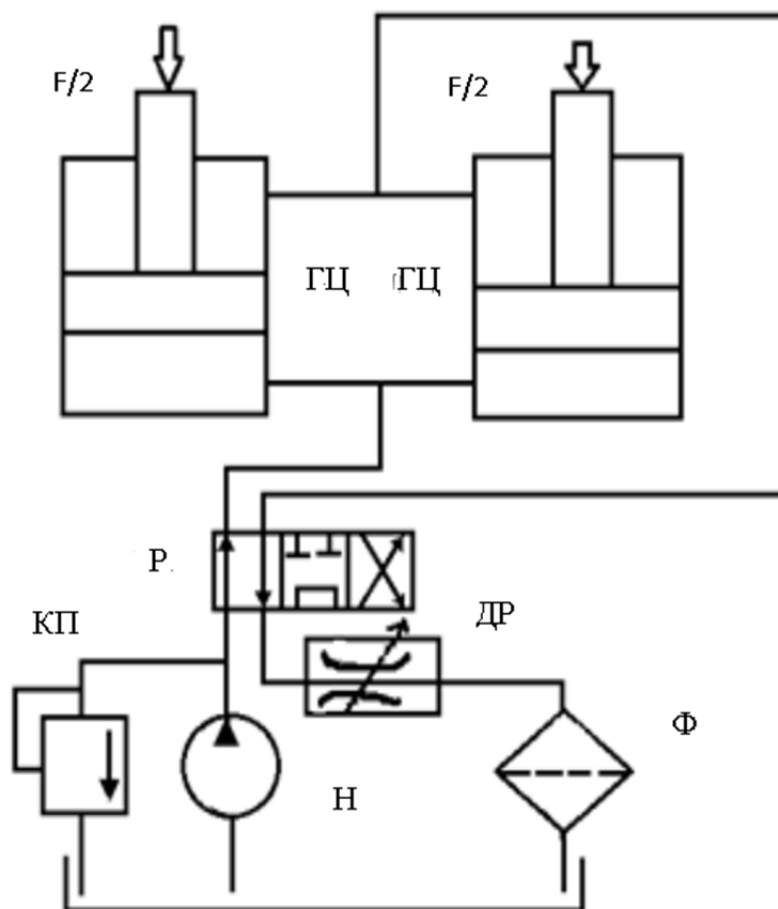
В приводах многих транспортных и строительных машин (прессах, бульдозерах, скреперах, подъемных и др.) применяется схема гидропривода, изображенная на рисунке 1. Гидропривод состоит из бака 1, насоса 2, обратного клапана 3, гидрораспределителя 4, гидроцилиндра 5, трубопровода 6, предохранительного клапана 7, фильтра 8.

Значения усилия на потоке F , скорости перемещения рабочего органа V и рабочего давления в гидроприводе P , длины трубопроводов 1 приведены в таблице выбора данных и задач.

Пример расчёта

- 1) рассчитать и выбрать стандартный гидроцилиндр;
- 2) рассчитать диаметр трубопровода;

- 3) определить требования и выбрать стандартную гидроаппаратуру обратный клапан, гидрораспределитель, предохранительный клапан, фильтр;
- 4) рассчитать потери давления в гидроприводе;
- 5) определить требования и выбрать стандартный насос.



ГЦ – гидроцилиндр, Р – распределитель, Н – насос, КП – клапан, Ф – фильтр, ДР – дроссель

Рисунок 4 - Гидросхема привода

Дано: $F=60$ кН; $p=8$ МПа; $v=0,04$ м/с; $l=3$ м

По заданному усилию и давлению определяем диаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot F}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{мех}}}}$$

где $0,5F$ – усилие на штоке одного гидроцилиндра;

p – заданное давление;

$\eta_{\text{мех}} = 0,93$ – механический кпд гидроцилиндра;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,93}} = 0,073 \text{ м} = 72 \text{ мм.}$$

Применяем по ГОСТ 19447-80 диаметр гидроцилиндра. $D=80$ мм, диаметр штока $d_{\text{шт}}=0,5D=40$ мм.

Принимаем стандартный гидроцилиндр ГЦ1-80×40×320.

Выбираем рабочую жидкость. Примем масло индустриальное И-50 с кинетической вязкостью $\nu = 0,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Выбор насоса производим по общему расходу жидкости и заданному давлению.

Мощность одного гидроцилиндра

$$N_{\text{гц}} = \frac{0,5 \cdot F \cdot v_{\eta}}{\eta_0},$$

где v – скорость поршня, м/с;

$\eta_0 = 0,9$ – объемный КПД.

$$N_{\text{гц}} = \frac{0,5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 0,04}{0,9} = 1333 \text{ Вт} = 1,33 \text{ кВт.}$$

Мощность насоса

$$N_{\text{н}} = 2N_{\text{гц}} \cdot K_c \cdot K_y,$$

где $K_c = 1,2$ – коэффициент запаса по скорости;

$K_y = 1,1$ – коэффициент запаса по усилию.

$$N_{\text{н}} = 2 \cdot 1,333 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 3,52 \text{ кВт.}$$

Определим подачу насоса

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{P} = \frac{3,52 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^6} = 0,44 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 60000 = 26,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}},$$

выбираем насос марки НПЛ К50116 (пластинчатый насос регулируемый), рабочий объем $V_p = 10 - 50 \text{ см}^3$, подача $Q = 63 \text{ л/мин}$, давление $p = 8 \text{ МПа}$. Определим размер соединительных трубопроводов, приняв предварительно скорость течения масла 3 м/с .

Диаметр условного прохода

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} = 0,021 \text{ м} = 21 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 16516-80 условный приход $d_{\text{усл}} = 20 \text{ мм}$.

Фактическая скорость течения масла

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,020^2} = 3,34 \text{ м/с.}$$

Определим режим течения жидкости по числу Рейнольдса

$$R_c = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{3,34 \cdot 0,02}{0,45 \cdot 10^{-4}} = 1485 < Re_{\text{кр}} = 2320.$$

Режим ламинарный

$$\text{Коэффициент гидравлического трения } \lambda_{\text{лам}} = \frac{64}{R_c} = \frac{64}{1485} = 0,043.$$

Определяем гидравлические потери в трубах $\Delta p_E = \lambda \frac{\ell \cdot v^2}{d^2} \rho$;

ℓ – длина трубопровода;

d – диаметр трубы;

ρ – плотность масла;

v – скорость течения.

$$\Delta p_E = 0,043 \frac{3 \cdot 3,34^2}{0,02 \cdot 2} \cdot 900 = 32443 \text{ Па} = 0,032 \text{ МПа};$$

Потери в местных сопротивлениях примем 20% от линейных, тогда суммарные потери в трубах $\Delta p_E + \Delta p_M = 1,2\Delta p_E = 1,2 \cdot 0,032 = 0,039$ МПа.

Выбираем обратный клапан типа Г51-33, с диаметром $D_y = 16$ мм.

Расход $Q = 63$ л/мин, потери давления $\Delta p_{кл} = 0,25$ МПа.

Выбираем гидрораспределитель ПГ73-24, с $Q = 80$ л/мин, рабочее давление $p = 20$ МПа, потери давления $\Delta p_p = 0,30$ МПа.

Выбираем фильтр по расходу рабочей жидкости 0,12Г41-14 с $Q = 50$ л/мин, потери давления $\Delta p_\phi = 0,10$ МПа.

Определим потери давления в системе

$\Sigma \Delta p = 0,039 + 0,30 + 0,25 + 0,10 = 0,689 \approx 0,7$ МПа.

КПД гидропривода $\eta = \frac{N_{\text{полезн}}}{N_H} = \frac{P_{гц} \cdot Q_{гц}}{P_H \cdot Q_H} = \frac{8 \cdot 26,4}{8 \cdot 63} = 0,39$.

Выбранные гидромашины проверяем по номинальным параметрам на действительное усилие на штоках гидроцилиндра, скорости перемещения поршня, частоты вращения и крутящего момента гидромотора указанные в задании.

Методические указания и задание к выполнению самостоятельной работы

Самостоятельное задание должно выполняться студентом после проработки изложенного выше материала дисциплины. Студенту предлагается самостоятельно решить две задачи. В каждой задаче исходные данные выбираются из соответствующих таблиц по шифру зачётной книжки студента. При выполнении задания необходимо соблюдать следующие требования.

- 1 На первой странице тетради привести в табличной форме исходные данные для решения каждой задачи согласно шифру - номеру зачетной книжки студента.
- 2 Обязательно перед решением записать условие задачи и содержание контрольного вопроса в тетрадь.
- 3 Решение сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором должно быть указано, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу (из условия задачи, из учебника, задачника, определена ранее и т.д.).
- 4 Вычисления давать в развернутом виде.
- 5 Обязательно проставлять размерности всех заданных и рассчитанных величин в международной системе СИ.
- 6 Графический материал должен быть выполнен четко, в масштабе и на миллиметровой бумаге, как исключение можно использовать бумагу в клеточку.
- 7 При использовании таблиц, формул и других справочных материалов, необходимо непосредственно при решении задачи указывать ссылку на литературный источник в квадратных скобках, например – [6].
- 8 После решения задачи должен быть произведен краткий анализ полученных результатов и сделаны соответствующие выводы.

Таблица 2 – Выбор данных к задаче № 1 (исходные данные выбираются из таблицы по последней и предпоследней цифре зачётной книжки студента)

Вариант	Последняя цифра шифра			Предпоследняя цифра шифра			
	$Q_0, \text{ м}^3/\text{с}$	$d, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	$H_0, \text{ м}$	$H_r, \text{ м}$	λ	$\sum \xi$
1	0,01	80	80	40	15	0,02	10
2	0,02	100	90	60	25	0,025	20
3	0,03	120	100	80	30	0,03	15
4	0,04	120	50	100	40	0,02	15
5	0,05	140	90	40	20	0,025	20
6	0,06	140	120	60	20	0,03	10
7	0,07	160	30	80	40	0,02	15
8	0,08	160	60	100	35	0,025	20
9	0,09	180	90	50	25	0,03	10
0	0,10	180	100	90	40	0,03	15

Насос работает на гидравлическую сеть. Напорная характеристика насоса задана в безмерных параметрах в таблице 3.

Таблица 3 – Напорные характеристики насоса

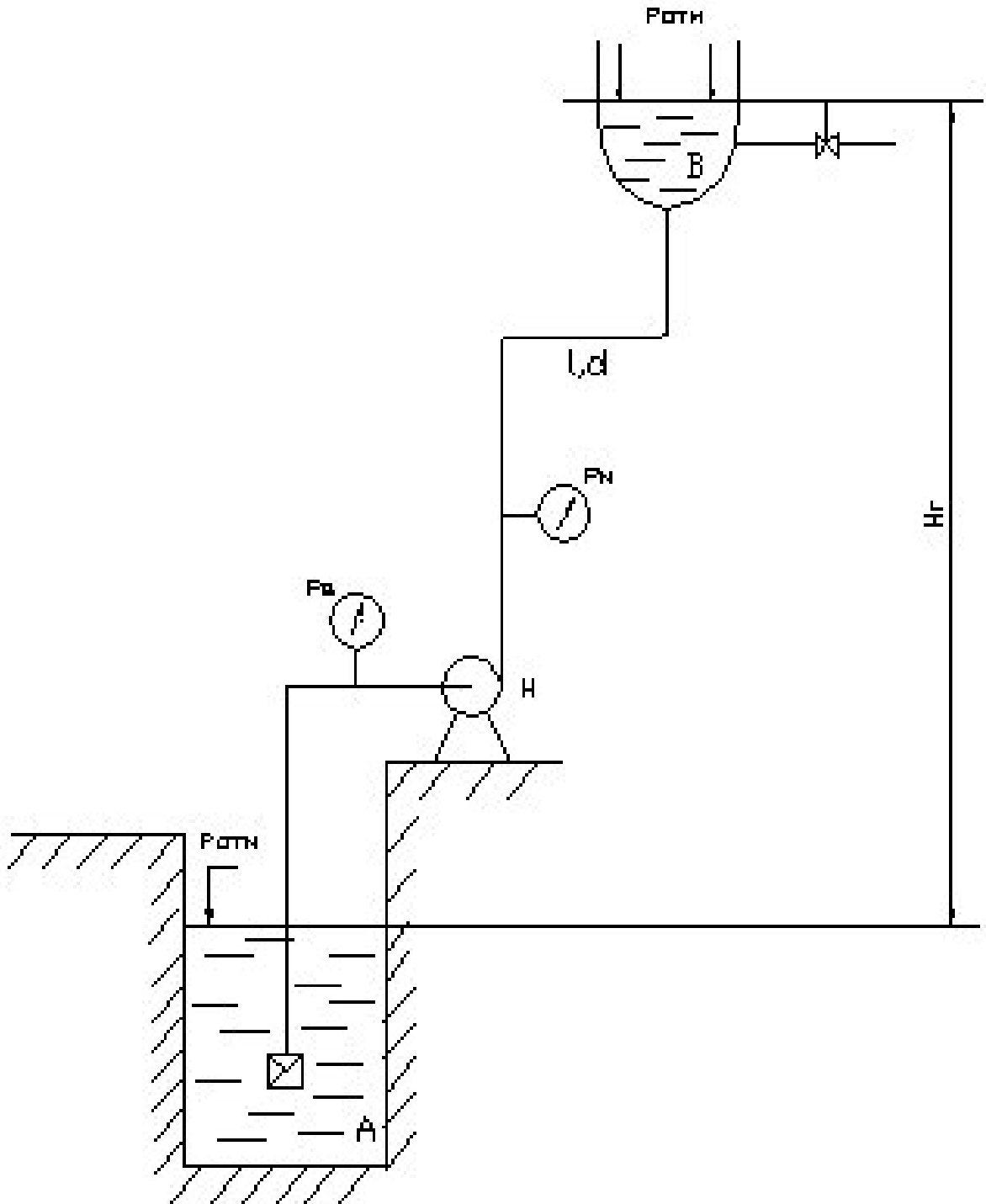
Q	0	$0,2 Q_0$	$0,4 Q_0$	$0,6 Q_0$	$0,8 Q_0$	$1,0 Q_0$
H	$1,0 H_0$	$1,05 H_0$	$1,0 H_0$	$0,88 H_0$	$0,65 H_0$	$0,35 H_0$

Параметры насоса (Q_0 и H_0) и гидравлической сети ($H_r, d, l, \lambda, \sum \xi$) заданы в таблице 3.

По заданным параметрам Q_0 и H_0 рассчитать и построить напорную характеристику насоса $H = f(Q)$. Рассчитать и построить характеристику потребного напора гидравлической сети $H_{\text{потр.}} = f(Q)$. Определить параметры рабочего режима насоса и гидравлической сети (Рабочую точку А). (Определить напор, подачу и мощность на валу насоса).

Таблица 4 – Выбор данных к задаче № 2 (исходные данные выбираются из таблицы по последней и предпоследней цифре зачётной книжки студента)

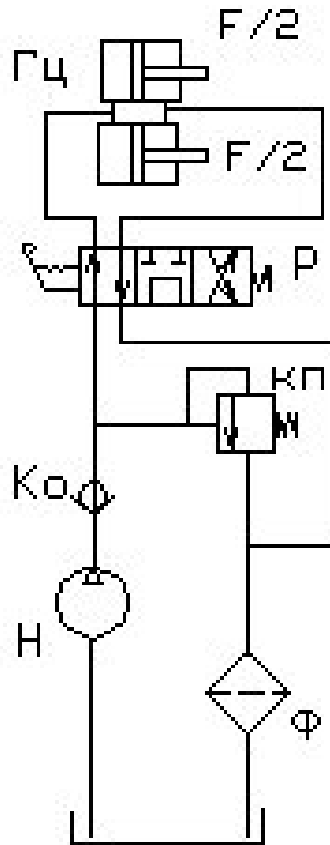
Последняя цифра шифра										
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F, \text{ кН}$	70	60	40	50	60	70	80	90	100	110
$P, \text{ МПа}$	6,3	4,5	6,3	6,3	8	10	10	12,5	16	16
Предпоследняя цифра шифра										
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$V, \text{ м/с}$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,04	0,05	0,06
$L, \text{ м}$	3	4	5	6	7	8	5	6	3	4



H - насос, A - питающий резервуар, B - приемный резервуар, P_m – манометр, P_b – вакуумметр, H – геометрическая высота подъема, l – длина трубопровода, d – диаметр трубопровода.

Рисунок 5 – Схема насосной установки

В приводах многих машин (прессах, бульдозерах, скреперах подъемниках, станках) применяется схема гидропривода, изображенная на рисунке:



Состав гидропривода: ГЦ – гидроцилиндр; Р – гидрораспределитель;
 Н – гидронасос; КП – клапан предохранительный; Ф – фильтр;
 КО – обратный клапан

Рисунок 6 – Схема расчётного гидропривода

Значения усилия на штоке F , скорости перемещения рабочего органа (поршня) V , рабочего давления в гидроприводе P и длины трубопроводов l приведены в таблице.

Для заданной гидросхемы необходимо:

- 1 Рассчитать и выбрать стандартный гидроцилиндр;
- 2 Рассчитать диаметр трубопровода;
- 3 Подобрать стандартную аппаратуру: КО, Р, КП, Ф;
- 4 Рассчитать потери давления в гидроприводе;
- 5 Выбрать стандартный насос по результатам расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1 Артемьева Т. В., Лысенко Т. М., Румянцева А. И., Стесин С. П. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод [Текст] : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / под ред. С.П. Стесина. – М. : Академия, 2005. – 336 с.

2 Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник (Библиотека конструктора) [Текст]. – М. : Машиностроение, 2004. – 512 с.

3 Лепёшкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод [Текст] / под ред. А. А. Шейпака. – М. : Московский государственный инженерный университет, 2005. – 352 с.

Дополнительная литература

4 Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

5 Лепёшкин А. В., Михайлин А. А. Гидравлические и пневматические системы [Текст] : учебник для студ. сред. проф. образования / под ред. проф. Ю. А. Беленкова. – М. : Академия, 2007. – 336 с.

6 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам [Текст] / под общей ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Высшая школа, 1985. – 389 с.

7 Вакина В. В., Денисенко И. Д., Столяров А. Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов [Текст]. – Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.

8 Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст] : справочник. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

Савельев Виктор Андреевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Методические указания
к выполнению самостоятельной работы
для бакалавров направления 190600.62 (23.03.03)

Редактор Е.А. Могутова

Подписано в печать	Формат 60x84 1/16	Бумага 65 г/м ²
Печать цифровая	Усл. печ.л. 1,25	Уч.- изд. л. 1,25
Заказ	Тираж 50	Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.
640000, г. Курган, ул. Советская, 63/4.
Курганский государственный университет.